

烟气轮机机械故障的状态监测与诊断

方涛 (武汉石化设备研究所, 430082)

摘要: 烟气轮机是炼化企业生产中重要的核心设备, 在该行业中广泛应用。但是由于烟机机组自身的特性导致其故障率较高, 对生产带来危害。本文结合目前最有效的状态监测理论和多年来的实践经验, 对烟气轮机常见故障的机理、诊断方法及处理手段作介绍。

关键词: 烟气轮机、机组、状态监测、诊断、运行。

烟气轮机机械
故障的状态监
测与诊断

一、前言

烟气轮机(简称烟机)是石油化工行业常见的关键设备之一, 它利用催化裂化装置生产过程中产生的高温再生烟气余热驱动离心式或轴流式空气压缩机做功或给发电机提供动能。烟机机组的运行情况直接关系到装置的运行周期和能耗水平, 对保证装置正常平稳运行和节能降耗具有重要意义。据统计: 仅中石化集团公司投用的39台烟机机组, 2003年度累计创造效益7.8亿元, 经济效益十分显著。

但是同时, 烟气轮机也是炼化行业关键设备中故障率最高的。平均无故障运行时间不超过280天, 在有的厂烟机一年停机修理2~3次是很普遍的现象。这与装置长周期运行的要求相差很远, 频繁停机导致装置能耗上升, 处理量下降, 严重的使装置切断进料甚至非计划停工的现象时有发生, 严重影响了企业经济效益。

因此做好烟机机组的状态监测及故障诊断, 及时查清停机原因和设备隐患, 采取相应的措施, 保证机组安全、稳定、长期运行是十分重要的。

二、烟机常见故障的原因、故障诊断

导致烟机故障率居高不下的主要因素有二个: 高温和粉尘。烟机机组的机械功能故障, 大多与这两者有关。烟机常见的故障, 例如磨损、叶片断裂、粉尘堆积、动静摩擦、动平衡破坏、同心度偏移、油膜失稳、壳体变形及管线应力影响都是直接或间接与这二者密不可分。(对于电网波动、仪表系统、液压系统故障导致烟机停机的事故, 在烟机故障停机次数中也占有较大比例, 但这些不是本文讨论的范围, 本文不予介绍。)

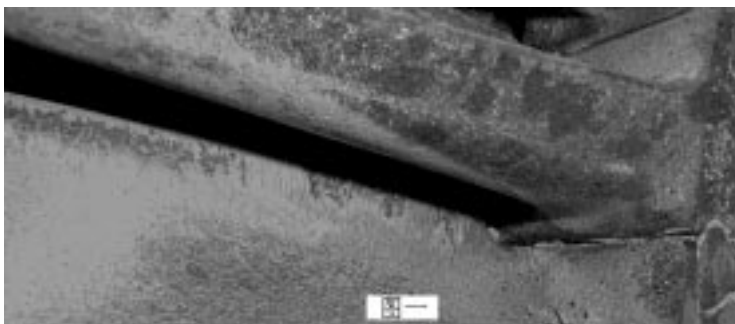
下面分别对几种类型的故障原因、诊断方法及故障处理作介绍。

2.1 不平衡及磨损

这一类故障的表象是一致的, 就是烟机转子的动平衡被破坏, 导致振动超标, 甚至机组停机。

2.1.1 磨损

催化裂化装置再生烟气中不可避免的含有催化剂为主的烟气粉尘，烟气粉尘随烟气一起高速通过烟机叶片，对烟机流道产生冲刷，在高温的作用下(通常烟气入口温度在620℃以上)，烟气粉尘对转子的磨损加剧，磨损严重的部位常发生在叶片、台肩、榫槽等部位(见图一)，会出现刀刃状或拇指状的划痕，冲蚀严重时会出现蜂窝状。



2.1.2 叶片断裂

当叶片均匀冲刷时，磨损对烟机转子平衡的影响不大，而当出现不均匀磨损时，转子动平衡破坏，机组振动值上升。当冲蚀现象日益加剧，叶片受损严重，同时机组振动逐渐加大，受损叶片在长期振动产生的交变应力的破坏下极易发生断裂，因为叶片突然断裂又会使烟机转子动平衡严重破坏，振动值巨幅上升。

2.1.3 粉尘堆积

目前投用的各类烟机中普遍采用过热蒸汽或饱和蒸汽冷却、吹扫烟机轮盘。高温的烟气通过混有较低温度的蒸汽时，或吹扫蒸汽本身带有不饱和蒸汽时，在水分凝结作用下，烟气粉尘会大量附着在烟机流道及叶片上。这些结焦物有时是均匀分布的、有时是不均匀的，将直接影响转子的动平衡。特别是烟机运转过程中烟气条件不断变化或结焦物增多、增重后，附着在叶片某部位的结焦物受离心力作用被甩脱，这样就严重破坏了转子的动平衡，引起机组振动突发性升高。而当结焦物大部分被甩掉后，烟机的振动又会降下来。很多烟机在运行时振动情况波动都是这一过程引起的。

粉尘堆积现象更容易发生在双级轮盘的烟气轮机上，这也是双级烟机故障率相对偏高的主要原因。

2.1.4 故障的监测与诊断

这一类故障都是因为转子质量偏心造成的故障形式，不平衡故障按其发生过程可分为原始不平衡、渐发性不平衡和突发性不平衡几种情况。

对于不平衡类的故障进行诊断时要掌握以下要点：

(1)时域波形为近似的等幅正弦波；

(2) 频谱成份以转子工频为主；

(3) 轴心轨迹为一个较稳定的偏心率较小的椭圆；

(4) 全息谱上，工频椭圆较大，而其它成份均较小；

(5) 振动随转速变化明显。若在低速转动时振动值过大，则有可能是测振探头失真或轴上测振带损伤；

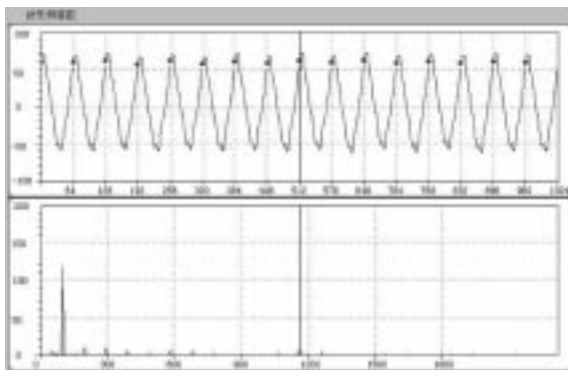
(6) 通常径向振动较大，而轴向振动较小。但是当发生轴弯曲时，轴向振动会明显上升。

对于烟机转子的初始不平衡和运行过程中逐渐产生的不平衡故障应区别对待。对于前者可以采取调整工艺参数、提升烟气质量、优化操作手段等方法加以克服，避免非计划停机。

2.1.5 诊断实例

武石化催化装置2#主风机机组采用YL-3000 II型烟汽轮机，由中石化北京设计院设计，兰炼机械厂生产，为单级悬臂式结构，功率2500KW。该机于1984年投用，96年11月份，烟机振动值达到120~140 μm ，后经过工艺调整，其振动值降至报警线以下，运行一段时间后，到97年初振动值再次高报，危害安全生产。

我们在这期间的监测发现，烟机各测点的频谱中均以工频成份为主，(图二)且径向振动明显，当烟机负荷变化时振动值变化不明显，而同时油液、温度、流量等工艺参数正常，因此诊断为不平衡故障。结合机组运行中振动值波动较大的情况，分析认为是催化剂粉尘在烟机叶片上结焦——脱落这一过程所致，建议烟机操作人员改变吹扫蒸汽的流量及温度，以改变烟机轮盘及叶片的温度，使结焦物在交替变换的温度环境下松动直至脱落。反复数次操作后，烟机振动值在经过一段时间的波动变化(80~110 μm)后迅速下降，最终稳定在60~70 μm 左右，调整工作结束。此后烟机机组运行较平稳，一直到年底烟机解体检修时，我们在烟机叶片上发现了少部分不完整的层叠状结焦块，更证实了先前的判断。



(图二，烟机动平衡破坏时径向测点的频谱图)

2.2 对中及热变形

造成机组转子不对中的原因有安装误差、管道应力影响、温度变化产生的热变形、基础沉降不均等。较高的温度导致烟机和风机的壳体及管线存在热膨胀，由于设计或制造上的缺陷常常会导致壳体及管线的热分布不均匀，而支座猫爪(滑移支座)或导向槽故障也会引起壳体膨胀受阻，造成壳体变形、移位及承受较大的热应力。因此对于烟机机组而言，热变形是导致对中状况恶化的主要原因。

2.2.1 联轴器的特性

不同形式的联轴器对机组对中情况的影响不同。烟机机组中常用的联轴器形式有：刚性联轴器、齿式联轴器、叠片或膜片式联轴器。

(1)刚性联轴器对机组同心度偏差的补偿能力很差，对找正要求高，转子对中不良时会直接导致转子发生弯曲。

(2)齿式联轴器有适当的对中调解能力，但当对中量过大或联轴器润滑不当时会发生力矩锁定导致联轴器卡死，产生严重的后果。

(3)叠片/膜片式联轴器的对中补偿能力很强，并且对轴系振动能量传递起到缓解作用。

2.2.2 故障的监测与诊断

不对中有两种基本形态：平行不对中和角度不对中，在监测过程中对这两种情况要加以区分。

(1)频谱特征

对于平行不对中来说，频谱中二倍频成份能量显著；而发生角度不对中时主要能量仍集中在一倍频，但会有明显偏大的轴向振动；

(2)波形在基频正弦波上存在二倍频次峰；

(3)提纯轴心轨迹显香蕉形或“8”字形；

(4)全息谱上工频及倍频椭圆较扁，同一测点两方向的二倍频相位之差为 180° ；

(5)平行不对中主要在径向振动上反映，且同一测点两方向振动会有明显的差值，主振方向与不对中的方向对应。角度不对中时轴向振动可能明显大于径向振动；

(6)振动大小随转速变化明显；随负荷增大而增大；靠近联轴器的轴承处振动较大。

单纯的热变形故障的故障特征与不对中故障极为相似，它的主要表现一般来说是在圆周方向某处出现明显的工频成份，其振动随转速的变化不明显。另外，还可以借助红外热像技术或温度测量手段来加以区分。

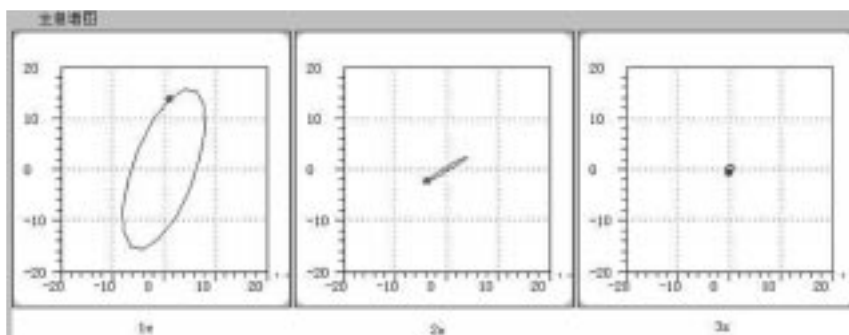
2.2.3 诊断实例

武石化联合装置烟气轮机，型号YL II - 4000，兰炼机械厂生产。该机于2003年7月底检修后开机振动高报停机，切除自保系统后再次开机振动值高达 $175\mu\text{m}$ ，严重危害机组运行。

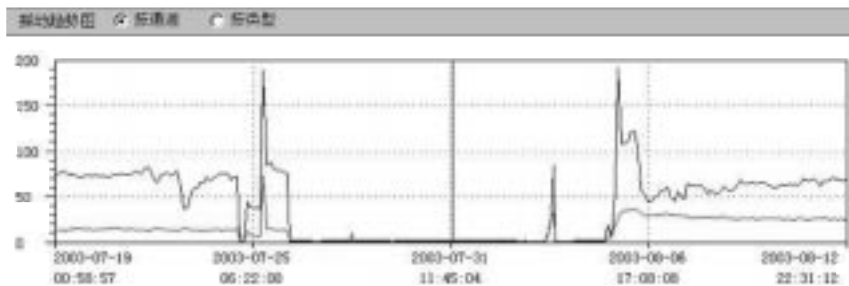
经现场监测：烟机测点中靠联轴器端振动值明显大于另一端，风机亦是如此；烟机轴向振动明显偏高，频谱中以工频能量为主，二倍频成份明显(见图三)。初步判断为对中故障，但是检修时采用了激光找正仪器，所有找正值均在标准内。进一步检查发现：开机后风机排气端(靠烟机端)机壳中心线向北偏移了0.27mm，风机排气端纵销靠死北侧而进气端位置正常。这说明风机转子在热应力作用下向北发生偏移，且产生开口朝北的角度不对中。这与前面的故障表象也是相符合的。

在得出这一结论后仍然不足以解释振动值如此之大的原因。再进一步检查中得知烟机联轴器处供油管曾经发生堵塞(该烟机为齿式联轴器)，这样推测烟机联轴器因润滑不当导致力矩锁定而卡死，引发振动值激增是最合理的解释。

得出这样的结论后，我们大胆地采用超常规的手段：用冷水直接冲淋烟机轴承箱南侧，目的是使烟机转子朝南开口方向偏转，从而摆脱联轴器力矩锁定力，一旦力矩锁定解除后，烟机振动就会明显下降。这样在冷水冲淋后不久，烟机振动果然开始下降，终于在8月5号18：55分，振动值迅速回落，之后一直稳定在 $65\mu\text{m}$ 之下(见图四)，成功地避免了机组停机事故。



(图三，烟机不对中时的全息谱图)



(图四，从趋势图上可看到振动变化的全过程)

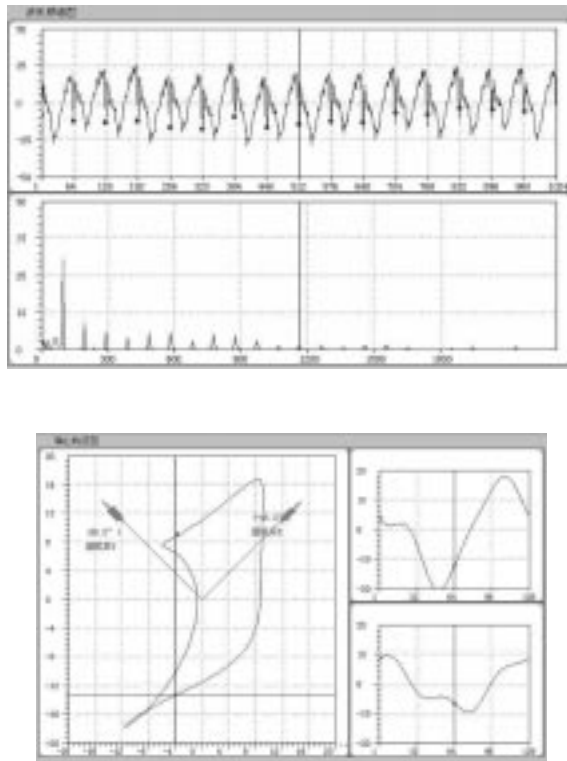
2.3 动静摩擦

大型机组动静摩擦的几率比一般设备要大得多。对烟机来说，由于高温变形，烟气粉尘堆积作用更易发生摩擦故障。(尤其是二级式的烟汽轮机)另外，气封间隙过小，同心度偏差过大，油膜不稳，承载力减低等因素都会导致碰摩发生。

动静摩擦会产生切向摩擦力，使转子产生产生涡动，转子的强迫振动、碰摩自由振动和摩擦涡动运动叠加在一起，产生出复杂的、特有的振动响应，因而摩擦力表象具有明显的非线性特征。

这一类故障的振动具有以下特征：

- (1)时域波形有明显的“削顶”现象；
- (2)频谱上除工频外还存在丰富的高次谐波成份，如 $2X, 3X, \dots$ 和 $1/2X, 1/3X, 1/4X, \dots$ ；
- (3)全息谱上出现较多偏心率大的椭圆；
- (4)轴心轨迹上有“尖角”；
- (5)振动大小有方向性，可能在某个方向会明显偏大；
- (6)当叶片部位发生碰摩时，还会在叶片通过频率处产生高频的响应特征。



(图五，烟机动静碰摩的频谱图及轴心轨迹)

图五所示便是某烟机粉尘堆积后发生动静碰摩的典型实例，可以看出它的谱图特征与前述十分吻合。事后检查该烟机转子，发现其级间导叶组件上堆满结垢了的烟气粉尘，导致与烟机轮盘直接接触、摩擦。

三、结束语

设备的故障诊断必然要经过信息收集—分析判断—推理—验证的循环反复的过程，对大型设备尤其象烟机机组这样复杂的多机组设备，它承受着机械、电气、热力等多种变化作用，且工况常随生产需要经常变化，使用单一的分析办法很难判断异常所在。我们在监测时应采用多种方法进行综合分析，包括振动、油液、温度、工艺参数的相互联系，不断完善机组状态监测手段，提高故障诊断的精确度，确保机组的安全、长周期运行。

参考文献：

- 1 “催化裂化装置烟机机组2003年停机故障分析与改进措施” 王建军《石油化工设备技术》2004.02
- 2 “大型回转机械诊断现场实用技术” 陈大禧、朱铁光 机械工业出版社 2002年
- 3 “机械故障诊断学” 屈梁生 上海科学技术出版社 1990

作者信息：

姓名：方涛

性别：男

出生年月：1970.10

技术职称：高工

所学专业：检测技术/机电工程

毕业学校：华中理工大学

现从事专业：状态监测

地址/邮编/电话：

武汉石化设备研究所/430082/

Tel：13007132160

fangdao@sina.com.cn

烟气轮机机械
故障的状态监
测与诊断

用Entek离线监测系统诊断转子摩擦故障

荀雨静 张德胜 (浙江衢化氟化学有限公司 邮编: 324004)

摘要: 通过采用Entek离线监测系统, 对我公司螺杆式压缩机进行定期的振动监测, 掌握设备运行情况, 通过频谱分析等手段, 及时发现设备故障, 找出故障部位及其原因, 做好设备维护检修工作, 确保生产装置安全稳定运行, 减少公司经济损失。

关键词: 螺杆压缩机, 离线监测, 摩擦故障

螺杆式压缩机在我公司主要用于生产装置制冷系统中, 它的安全稳定运行是全公司高负荷长周期生产的重要保证。为确保制冷系统正常运行, 及时掌握压缩机运行状态, 公司采用了Entek 离线监测系统, 对制冷压缩机组进行周期性状态监测和故障诊断分析。现将公司应用Entek 离线监测系统在生产解决的一起典型故障实例做简单介绍。

一、机组及压缩机结构简介

C400 机组采用的是美国费瑞克(Frick)公司制造的双级螺杆式压缩机, 机组制冷能力为50万千瓦/小时, 蒸发温度-40℃, 为702装置提供工艺所需的冷冻量。

机组性能参数见表1。该机组采用Entek离线振动监测系统, 其测点布置如图1所示。

表1 C400机组性能参数表

功率 Kw	电流 A	转速 cpm	压力MPa		温度℃	
			进口	出口	进口	出口
199	22	3000	99.8	410.9	-11	62.5

二、发现问题

7月12日, 在周期监测中, 发现C400低压段压缩机运行情况较差, 出现一系列振动频率峰值。如图2所示。

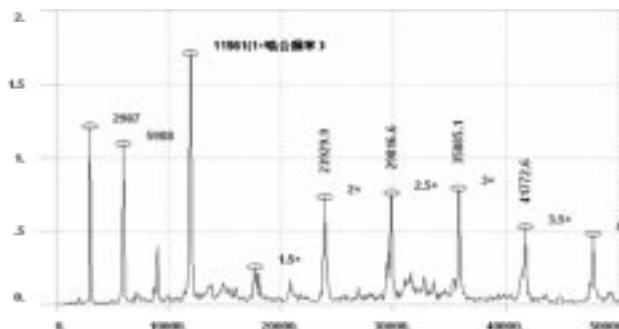


图2 7月12日故障监测频谱图

C400双螺杆式压缩机，压缩机中间段气缸腔8字型气缸腔中平行放置一对螺杆，阳螺杆(阳转子)为4齿，阴螺杆(阴转子)为6齿。电动机通过联轴节带动阳转子，阳转子与阴转子相互啮合，完成吸气、压缩、排气的全过程，从而达到压缩气体制冷剂作用。

电机额定转速为3000cpm，即阳转子的转速频率为3000cpm。阴阳转子啮合频率为12000cpm，啮合频率的谐波振动频率计算值、实际值，见表2。

表2

	1	1.5	2	2.5	3	3.5
计算值	12000	18000	24000	30000	36000	42000
实际值	11961	17941	23929	29816	35885	41772

三、故障诊断和振动分析

从采集到的振动频谱图分析，在测点3、4处存在啮合频率亚谐波频率的整倍数频率($1 \times$ 、 $1.5 \times$ 、 $2 \times$ 、 $2.5 \times$ 等)以及高频共振响应。参考振动故障分析和诊断(第一卷)，这些频率的存在说明：转子相互啮合过程中有摩擦发生。

由于转子不平衡、气体动力作用等原因引起振动，使转子与静子部件发生摩擦。转子与静子不断发生局部摩擦，刚度在接触(刚度变大)与非接触(刚度变小)两种情况之间发生变化，刚度变化的频率就是转子的进动频率，这种周期性变化的刚度使转子自由振动变为不稳定。

发生局部碰撞时，接触力与转子运动之间为非线性关系，使转子产生次谐波和高次谐波振动响应。局部碰撞时一般是不对称的非线性振动，因此多数情况下是产生转速频率的1/2次谐波响应。但是，转子实际碰撞时情况是比较复杂的，既有对称型又有不对称型的非线性振动，因此在转子的振动响应中，既有转速频率成分和 $2 \times$ 、 $3 \times$ ……一些高次谐波成分，又有 $1.5 \times$ 、 $2.5 \times$ 、 $3.5 \times$ ……1/2次谐波倍数频率存在。

四、检修处理

7月14日，C400机组停机，脱开联轴节，将压缩机吊运回检修厂房，进行解体检查。检查中发现：

- 1、压缩机各轴承完好，无任何故障；
- 2、阴、阳转子密封线处有摩擦痕迹；
- 3、容积滑阀有两条摩擦痕迹。(见图3)

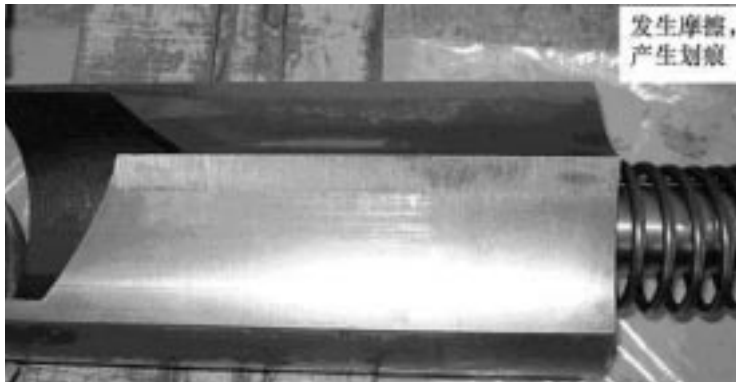


图3 容积滑阀被摩擦情况照片

在气缸腔下部为容积滑阀移动腔，即阴阳转子下方为容积滑阀。容积滑阀在油压控制下平稳地往复运动，使压缩机制冷量可在10-100%的范围内无级调节。

由于检修人员在压缩机检修组装过程中未调节好转子定位块与转子之间的空隙量，造成转子运转中产生窜动，与容积滑阀之间产生摩擦。

C400机组停机后，7月16日更换一台新的压缩机，重新启动运行。利用DP1500数采器再次监测压缩机振动情况，振动频谱图见图4。与7月12日采集到的振动频谱图对比，更换后的压缩机振动频谱图比较简单，除有明显的转子啮合频率外，其它频率下的振动幅值都很小，压缩机运行正常。

采用Entek离线监测系统，对关键设备进行定期的振动故障监测与诊断分析，了解设备运行情况，及时发现设备故障，并准确地针对故障发生部位有目的地进行检修，避免了事故的发生，也避免了盲目检修可能带来的设备损伤和经济损失，节约了人力、物力和财力。

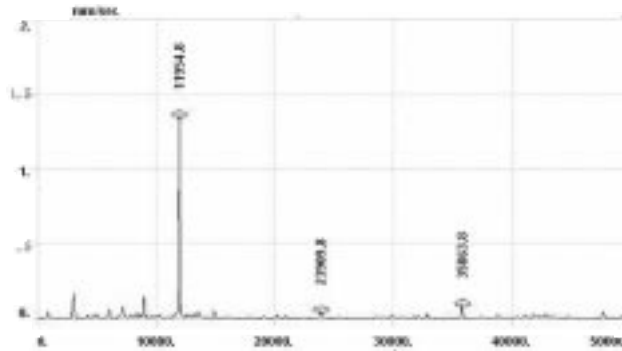


图4 7月16日故障监测频谱图

参考文献:

- [1] 化工机器故障诊断技术, 沈庆根主编, 浙江大学出版社, 1994。
- [2] 振动故障分析和诊断, 第一卷, 恩泰克爱迪公司。

作者简介:

荀雨静 女 1976.8出生, 工程师, 1999年毕业于大连理工大学化工设备与机械专业, 现主要从事设备管理, 设备状态监测与故障诊断工作。

jxu@eddytek.com

合成气压缩机低压缸振值高原因分析及处理

刘长吉 (辽宁省盘锦华锦集团辽通公司机动处 邮编124021)

摘要: 本文叙述了辽河化肥厂合成气压缩机低压缸入口处振值居高不下的分析过程和处理手段。

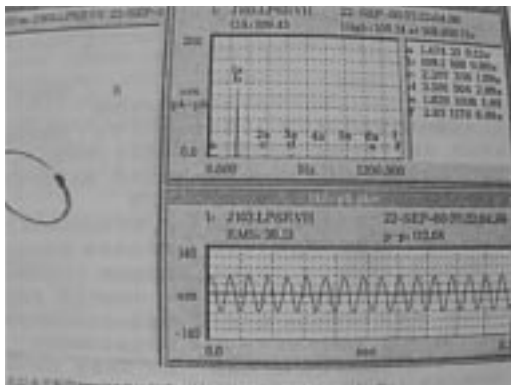
关键词: 压缩机 振动 分析

一、概述

辽河化肥厂是七十年代初引进的大氮肥生产装置,年产三十万吨合成氨,四十吨尿酸。合成气压缩机是化肥生产装置中的五大机组之一,这类机组一旦发生故障将直接威胁到全厂的安全生产,严重时将导致装置停车,对全厂的经济效益影响极大。合成气压缩机系每美国公司生产的两缸离心式筒形压缩机。它由低压缸和高压缸组成。驱动合成气压缩机是美国公司生产的两台串联卧式轴流式冲动气轮机。合成气压缩机低压缸入口振值,自2001年7月开车以来一直居高不下,直到2002年2月2日,利用抢修机会更换了径向瓦,合成气压缩机低压缸入口高振值才得到彻底消除。彻底排除威胁安全生产的一大隐患。

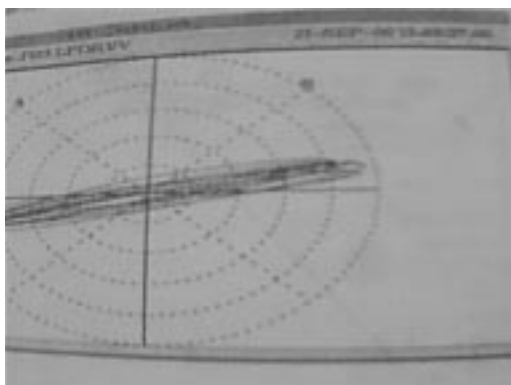
二、振动现象、分析及处理

2001年7月10日,对合成气压缩机高压缸进行抢修,开车后低压缸入口振值从开车前的19上涨为56.8,之后持续上涨,最高达到121。由于抢修时低压缸未做任何处理,因此首先怀疑振值的真实性,经仪表人员仔细认真的检查,确认仪表测试系统正常;其次认为工艺停车过程中操作不当而引起摩擦造成的。我们从在线系统分析其振值特征(参见图1):



(图1)

频谱图始终是以1倍转频占总振动百分之九十八以上，是绝对的主要成分；时域波形图为较规则的正弦波；轴心轨迹图为较规则的椭圆形，这些均为转子不平衡的主要特征。其间我们注意到振动随机组转速的变化不明显，而在工作转速下振动受负荷变化和润滑油温度敏感。同时我们也注意到低压缸出口振动波动趋势和其入口基本一致，但是出口的轴心轨迹有些异常，(参见图2)：



(图2)

从图中可以看到其轴心轨迹有时不是正常的椭圆，而几乎成为一条线。产生如上轴心轨迹是由于垂直和水平振动相位差达到或接近 180° 所致。这种情况最大可能是：低压缸入口轴承座偏斜，导致轴承磨损，轴承间隙过大造成的。

综上所述我们初步诊断为：

- 1、仪表测试系统正常。
- 2、工艺停车过程中操作不当而引起摩擦。导致轴承磨损，致使轴承间隙过大。

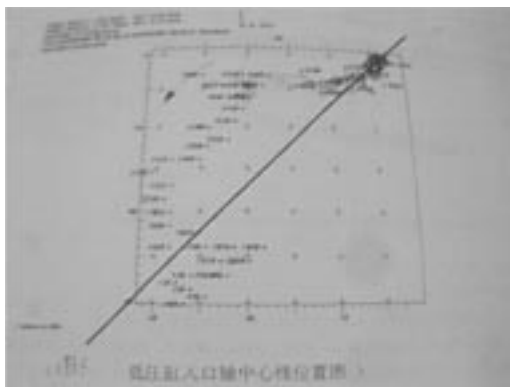
为了进一步诊断合成压缩机低压缸振动原因，2001年9月24日，我厂邀请某公司机械诊断专家对合成压缩机低压缸振值高进行测试及故障诊断。专家组使用便携式仪器，通过7200系列指示表盘接口对合成压缩机高、低压缸的入、出口振动进行测试。由于工艺正常运行，不可能提供开、停车机会。测试只能在稳态下进行。在测试中，工艺通过增、减负荷来改变工艺运行状况，提供较多的测试信息。在稳态下，测试信息有：高、低压缸的轴心轨迹图、波形图、趋势图、轴中心线位置图、波德图、轴心轨迹变化图等。经过对振动特征图的综合分析，专家组得出如下结论：

- 1、仪表测试系统正常
- 2、与转子相关的可能故障有：转子存在较大的不平衡量、轴系存在对中不良、转子存在弯曲及部件松动
- 3、与支撑或其他相关的可能故障有：工艺方面原因、安装间隙过大、存在摩擦、轴承问题等

从2001年7月—2002年2月间，合成气压缩机低压缸入口振值波动上涨，夏季期间波动尤为严重。为了确保该机组平稳运行，工艺通过有效的控制机组的工作转速、平稳调整负荷，控制润滑油温度等措施。加大状态监测力度，及时发现。及时汇报，及时采取措施。

2002年2月2日，厂部决定，利用抢修机会彻底解决合成气压缩机低压缸振值高难题，再次邀请上述机械故障诊断专家组对合成气压缩机低压缸进行测试及故障诊断。根据停车的瞬态过程测试的轴心轨迹图、波形图、趋势图、轴中心线位置图、波德图、轴心轨迹变化图，综合分析得出如下结论：

- 1、从轴中心线位置图的非正常移动轨迹(参见图3)，



(图3)

- 2、说明轴承磨损
- 3、机组停机过程操作不当引起轴承摩擦
- 4、轴承磨损使轴承间隙变大
- 5、测试表面处理不当对测试及诊断带来的困难，建议有机会进行重点处理。

2002年2月3日下午，对合成气压缩机低压缸进行解体检修。揭盖后，检查低压缸入口径向瓦，发现五块可倾瓦块均有不同程度的磨损，其中有两块磨损严重，有一块瓦工作面巴氏合金已磨去正常厚度的一半。与诊断的结论基本相符。更换了径向瓦，开车过程中，再次进行测试，各种振动图形均很正常，振值降为 $18\mu\text{m}$ ，彻底消除了困扰我厂安全生产近八个月的合成气压缩机低压缸异常振动的隐患。

三、体会

- 1、在大型化肥厂，开展状态监测及故障诊断工作十分必要，对五大机组应进行在线

状态监测。

2、分析机组的故障，要综合稳态数据和瞬态数据，才能准确了解故障的真正原因。

参考文献：

[1] 《化工机械故障诊断技术》，沈庆根，浙江大学出版社

[2] 辽河化肥厂的设备手册

[3] 合成气压缩机故障诊断报告

作者简介：

姓名：刘长吉

性别：男 1969、1、12

单位：辽宁省盘锦市华锦集团辽通公司机动处

技术职称：工程师

现从事工作：辽通公司化肥厂五大机组在线、离线状态监测工作

oioi6666@163.com

合成气压缩机
低压缸振值高
原因分析及处
理

滚动轴承的质量检查与故障预防

王忠实 (济南炼油厂机动处 邮编: 250101)

摘要: 本文介绍了滚动轴承的故障质量检查与故障预防方法, 即在安装前进行动态质量检查, 在使用中采用轴承寿命仪、数据采集器、普通测振表来监测轴承的运行状态, 从而最大限度地预防轴承故障, 保证设备的安全运行。

关键词: 轴承 点蚀 监测 振动

一 前言

滚动轴承是转动设备的易损元件。据统计, 转动设备的故障有30%是由轴承故障引起的, 因此研究滚动轴承故障的预防问题, 对于保证转动设备的安全运行是非常重要的。我们知道, 滚动轴承是由内圈、外圈、滚动体和保持架组成, 对于研究轴承的故障形式以及改进轴承质量来说, 能够判断哪一部件发生故障当然是非常重要的, 但是对于企业的工程技术人员来说, 能够判断轴承是否发生了故障以及故障的程度更为重要, 因为不管哪一部件发生故障都会影响设备的安全运行。下面就从保证设备安全运行的角度谈一谈滚动轴承故障的预防问题。

二 滚动轴承的寿命

众所周知, 滚动轴承的正常失效是滚动体或内外圈滚道上的点蚀破坏, 引起点蚀破坏的外因主要是载荷所产生的接触应力, 而抵抗点蚀破坏的内因是轴承材料的性能及内部组织状态。由于材料内部组织的不均匀性及其分布的随机性, 即使是同样材料、同样尺寸及同一批生产出来的轴承, 在完全相同的条件下工作, 其寿命也会极不相同。试验表明, 在同一批轴承中, 它们的最长寿命是最短寿命的20~40倍。至于实际工作中的轴承, 不可能具备上述的理想条件, 所以实际寿命差异会更大。

轴承寿命的差异实际上就是轴承质量的差异, 在相同的工作条件下, 劣质轴承寿命短, 优质轴承寿命则长。对于一个企业, 特别是连续生产的企业, 使用了劣质轴承, 不仅会造成反复检修, 增加检修人员的工作量, 重要的是会造成事故, 影响生产。所以在轴承安装之前对其质量进行全面的检查是非常重要的环节。

三 滚动轴承的质量检查

滚动轴承的质量, 是轴承在运行过程中表现出来的一项综合性的动态指标, 仅靠检查

各部件的几何尺寸及径向、轴向游隙等静态检查手段是远远不够的，必须检查其动态性能指标。

轴承质量的动态检查，要在专用设备上来完成，图1所示为一台轴承振动测量仪，将轴承安装到主轴5上，加速度探头3测量轴承外圈的振动，指示表头1显示其振动值。主轴转速为1500rpm，此时轴承的振动频率一般在50~10000Hz范围内，表头可直接指示其通频振值。另外根据振动频率和振动原因的关系，还可将振动分为低频、中频和高频三个频带，由三个表头分别显示，其中低频带的频率范围大约在50~200Hz，该频带的振动一般是由轴承内外圈的椭圆度和加工过程中车床卡盘的夹持误差等原因造成的；中频带的频率范围大约在200~2000Hz，该频带的振动一般是由于轴承的套圈在磨削加工

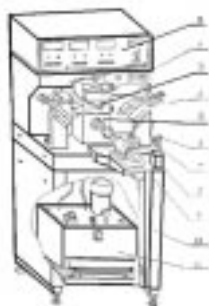


图1 轴承振动测量仪

时磨头振动产生的中距波纹度；高频带的频率范围大约在2000~10000Hz，该频带的振动是由轴承内外圈沟道上的短距振纹度产生的。这种检查方法，不仅可以测量轴承的通频振动，判断轴承质量的优劣，还可根据分频振动来分析影响轴承质量的原因。

对于轴承的使用单位来说，采用这种检查方法，可将轴承按质量优劣分类，优质轴承用于重要的设备上，质量较差但仍可使用的轴承用于次要设备上，部分劣质轴承直接报废，这样可以防止由于轴承质量造成的反复检修，大大提高设备运行的可靠度。

四 滚动轴承的状态监测

当轴承安装到设备上投入运行以后，不管该轴承是否进行过质量检查，都应该采用一定的手段，对其运行状态进行监测，确保设备的安全运行。下面结合我厂实际情况和本人的工作体会，介绍几种监测滚动轴承运行状态的方法。

1 用轴承寿命仪监测轴承运行状态

这是一种普遍采用的方法，八十年代，我们采用瑞典SPM公司生产的冲击脉冲计，九十年代我们采用国产CMJ-1系列冲击脉冲计，实际上二者是一种产品，都是通过测量轴承的滚动体或滚道上的缺陷所产生的冲击脉冲值来判断轴承工作状态的好坏。按照仪器要求进行操作，一般来说效果还是满意的。冲击脉冲计的缺点是操作比较麻烦，测量前要通过拨盘设置轴承内径和转速，另外对测点位置要求比较严格，测点要选在冲击脉冲传递途径最短的位置，并且要做好标记，测量位置发生偏离，结果会有很大差别。

近几年来，我们采用英国HOLROYD公司生产的SOLO轴承寿命仪，这种仪器采用声发射原理，操作简单，不需要设置任何参数，对测点位置要求也不严格，只要在轴承的附近进行测量，其结果都是一样的，很适合于车间巡检人员使用。

2 用频谱分析仪判断轴承状态

对于普通转动设备的振动测量来说，目前许多企业都采用振动数据采集器来测量和分析，它不仅可测量通频振动，还可进行FFT分析，显示振动信号的频谱及其它功能，为分析振动原因提供了多种手段。

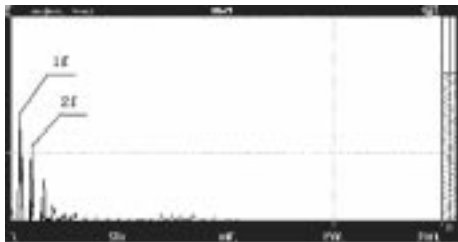


图2 设备本身原因振动频谱图

引起设备振动的原因有很多，例如不平衡、不对中、轴弯曲、基础松动、管道力等，为了区别轴承的故障，我们暂且把引起这一类故障的原因称之为设备本身原因。这类故障其频谱图有共同的特点，即频谱峰值集中在低频段，表现为工频及其低次谐波，如图2所示。与此相比，轴承的点蚀引起的振动频谱图有很大的差异，其特征频率分布在高频段，并且不是单一频率成份幅值增大，而是某一频率段的幅值增大。如图3所示。

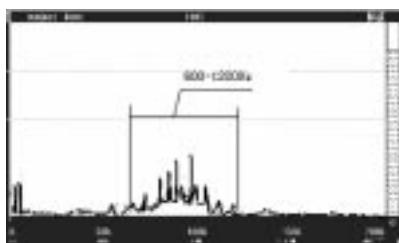


图3 轴承点蚀振动频谱

既然轴承点蚀和设备本身原因引起的振动在频谱图上有明显的差异，这就为我们通过频谱分析来判断轴承故障提供了方便，使我们在

振动测量的同时就能够判断轴承的状态。

当然轴承点蚀的早期所表现出来的振动很微弱，测量振动对故障信号很不敏感，但是到故障的中期或后期，其振动信号已有较强的表现。对于普通的转动设备来说，只要保持良好的润滑状态，能够在点蚀的中期或后期发现故障，然后采取相应措施，就能够保证设备的安全运行。

3 用普通测振表判断轴承状态

数据采集器由于价格昂贵，目前许多中小企业受经济条件、技术水平、使用范围等因素的限制，还不能普遍采用如此高级的监测设备，而普通测振表价格便宜，使用还是比较普遍的。我们认为轴承点蚀产生的振动信号，也能用普通测振表来识别。

测振表可以方便地测量振动的位移、速度和加速度。对于一个简谐波来说，速度和位移的关系是：

$$\text{振动位移: } d(t) = D \sin \omega t;$$

$$\text{振动速度: } V(t) = D \omega \cos \omega t = V \sin(\omega t + \pi/2)$$

$$\text{即 } V = D \omega = 2\pi f D \quad \text{----(1)}$$

这里D为位移振幅，V为速度振幅，也就是测振表所测得的振动位移和振动速度(假设设备的振动为简谐振动)， ω 为角频率， $\omega=2\pi f$ 。

由此可见，振动速度和振动位移之间存在着以频率f为函数的关系，当振动位移一定时，频率越高振动速度就越大。

由振动的频谱图我们知道，由设备本身原因引起的振动，其振动能量集中在低频段，轴承点蚀产生的振动，其振动能量表现在高频段。

对于一个纯粹的简谐波来说，由式1可知，

当 $f=50\sim 200\text{Hz}$ (即设备本身原因产生的低频振动为主)时，

$$V=(100\sim 400)\pi D\times 10^{-2}\times 0.707/2=(1.1\sim 4.4)D;$$

当 $f=600\sim 1200\text{Hz}$ (即轴承点蚀原因产生的高频振动为主)时，

$$V=(1200\sim 2400)\pi D\times 10^{-2}\times 0.707/2=(13\sim 27)D$$

也就是说，如果撇开振动位移和振动速度的单位，只从数值上来比较，对于转动设备本身原因所引起的低频振动，其速度振幅约为位移振幅的1~4倍。实际上低频振动多数情况发生在1~2倍转速频率，即速度振幅约为位移振幅的1~2倍；而对于轴承点蚀所产生的高频振动，其速度振幅的增长量要远远大于位移振幅的增长量。根据这一点，可建立用位移振幅和速度振幅的数值对比来判断轴承故障的判断准则如下：

- 1 如果位移振幅很小，速度振幅很大，可以判断为轴承发生点蚀；
- 2 如果位移振幅很大，速度振幅也很大，且比较接近，则可以判断为振动是由设备本身原因造成，轴承是好的；
- 3 如果位移振幅很大，速度振幅远大于位移振幅，则说明振动既有设备本身原因也有轴承点蚀原因。

所谓振幅的大和小，是以振动标准为参考。

当然，实际上轴承点蚀并不是一个简单的正弦或余弦波，但是一般认为，在低频范围内振动强度与位移成正比；在中频范围内振动强度与速度成正比；在高频范围内振动强度与加速度成正比。轴承初始点蚀产生的特征频率属于中频范围，表现为速度振幅较大，用速度来测量轴承的振动值，对于检查故障状态具有更好的灵敏度。这种方法虽没有轴承寿命仪和频谱分析仪准确，但对于有一定经验积累的监测人员来说，用这种方法简单易行，可起到一定的参考作用。

结束语：作为轴承的使用单位，控制不了轴承的质量，但是在轴承投用前进行质量检查，投用后进行状态监测，可以最大限度地避免轴承故障的发生，保证设备的安全运行。

参考文献:

- [1] 《化工机器故障诊断技术》，沈庆根，浙江大学出版社
- [2] 《机械设计》，人民教育出版社

作者简介:

王忠实 男，1957年2月，济南炼油厂机动处高级工程师，1982年毕业于华东石油学院化机专业，1983年开始从事转动设备状态监测与故障诊断工作至今。

邮编：250101

地址：济南炼油厂机动处

电话：0531-8832447，8832444

wzs2447@163.com